

# 科学研究費補助金研究成果報告書

平成 21 年 5 月 28 日現在

研究種目：基盤研究 (C)  
研究期間：2007～2008  
課題番号：19560233  
研究題目名 ボイラ・熱交換器で発生する大音響騒音の発生メカニズムとその対策法に関する研究  
研究題目名 Study on Generation Mechanism of High Level Sound Generated in Boiler and Heat Exchanger and Its Countermeasures  
研究代表者 石原 国彦 (ISHIHARA KUNIHICO)  
徳島大学・大学院ソシオテクノサイエンス研究部・教授  
研究者番号：30380108

研究成果の概要：ボイラ・熱交換器ではダクト内に管群が設置された構造のため、排ガスなどの流れを受けると管群背後に流速に比例した周波数を持つカルマン渦が発生し、ダクトの気柱共鳴周波数に一致すると共鳴現象や空力自励音が発生し、大音響の騒音となる。これが発生すると工場停止に至り大損害を被るのみならず社会的な信用までも失墜する。したがって設計段階でこのような事故を防ぐことが必要となる。そこで本研究ではこの大音響が発生するメカニズムを明らかにし、有効な対策を提案することを目的とした。そのためダクト音場を励起させる渦の強度に関係する管本数とダクト音場の音響減衰に関係する吸音材貼付量をパラメータとした実験を行い、これらと大音響騒音の発生の有無との関連性を論じた。その結果、(1) 管群列数が多いとき(3列以上)には1次モード、少ないとき(2列以下)には2次モードの共鳴音が発生することから、渦による励振力が流速と管群列数に強く依存している、(2) 共鳴周波数により求めたストロハル数は、管群数が増加するにつれて上昇するので  $T/d_0$  と  $L/d_0$  の組合せでストロハル数を求める Fitzhugh の図を用いる際には注意が必要である、(3) 自励音発生メカニズムが渦による励振力とダクトが有する音響減衰力の大小関係で発生の有無が決まることを考える上で、励振力が管群の本数と自励音発生流速の2乗に比例すると考えることができる、(4) 管群列数  $N$  と音響減衰  $\zeta$  で自励音発生限界を表わせば  $\zeta < 0.0023N$  となる、などが明らかになった。

## 交付額

(金額単位：円)

	直接経費	間接経費	合計
2007年度	1,800,000	540,000	2,340,000
2008年度	900,000	270,000	1,170,000
総計	2,700,000	810,000	3,510,000

研究分野：工学

研究費の分科・細目：機械工学・機械力学・制御

キーワード：ボイラ、熱交換器、気柱共鳴、空力自励音、ストロハル数、音響減衰、カルマン渦、ダクト音場

### 1. 研究開始当初の背景

(1) ボイラ・熱交換器などの管群や配管内に設置された物体(整流板など)などは、発電プラントや化学プラントなどのあらゆるところで使用されており、重要な機能を有する設備要素である。しかしながらプラントを稼働させると予想しなかった大音響の純音(以下異音)が発生し、作業員はもとより近隣住民からの苦情が殺到するなど大問題となり、プ

ラントを停止せざるを得ない場合もしばしば見受けられる。その結果、多大な補償工事費が発生するのみならず、社会的な信用を失墜するなど計り知れない損害を被る。したがってこのような事態を未然に防ぐ技術の確立は重要であり、ニーズも高い。

(2) この種の問題は音響共鳴と呼ばれ、管群背後に生ずるカルマン渦の脱落周波数とダクトが有する気柱共鳴周波数とが一致すると発生すると考えられ

ている。しかしながら実際の現象では、流速を増しても異音が発生し続けるため、自励現象であるとの見方もある。一般に自励現象は励振力（または励振エネルギー）と減衰力（消散エネルギー）との大小関係で発生の有無が決定される。なぜなら自励現象の最大の特徴が固有振動数、音響では共鳴周波数で振動することから慣性力と復元力とは常に釣り合っているためである。

## 2. 研究の目的

(1) 本研究では空力自励音（以下自励音）が渦による励振エネルギーとダクトの音響減衰による消散エネルギーの大小関係で生じることを実験的に明らかにするため、励振エネルギーに関係する管群の本数と消散エネルギーに関係するダクトの音響減衰をパラメータとして自励音の発生領域を求めた。このような実験は著者の知る限り見られない。その結果、管群本数と音響減衰の間で自励音発生についての関係式を構築することができた。

## 3. 研究の方法

(1) 実験装置 図 1(a)に流れ中に管群をおいて自励音を発生させる実験装置を、また(b)にダクトに吸音材を貼付した場合のダクト内音場の音響減衰を求める実験装置をそれぞれ示す。図 1 (a)のダクトは透明なアクリル製(厚み=5mm)であり、全長は 1.12m である。管群部長さは 120mm でダクト長さ中央部に設置している。また管群は図 2 に示すように 19 本×9 列で構成されている。管群の材質は真鍮で、図 2 に示すように正方配列で、 $T/d=L/d=2.0$  である。ここで  $T$  は管群の流れ直角方向ピッチ[mm]で、 $L$  は流れ方向ピッチ[mm]である。また管外径  $d$  は 6mm である。送風機は最大風量 100m<sup>3</sup>/min、最大静圧は 930Pa、モータ出力は 3.7kW である。インバータで回転数を制御し風速を変化させる。音響減衰の制御には吸音材（ウレタン）を使用した。

(2) 実験パラメータ 実験のパラメータは大きく分けて 2 つである。ひとつは励振力に関係する管群列数  $N$  であり、流れ方向に上流から 1～9 列に変えることができる。他のひとつは減衰力に関係する吸音材の貼付量であり、管群後方から流れ方向に吸音材貼り付け長さを  $L_a$  として、 $L_a=0, 120, 240, 360, 480$ mm と変えることができ、ダクト内壁四方に設置する。

(3) 実験方法 自励音発生については、送風機から風を送り、各インバータ周波数（最大 60Hz）における音を図 1 (a)に示される位置に置かれたマ

イクロホンで収録し、FFTアナライザーで周波数分析を行い、オーバーオール値、ピーク周波数、ピーク音圧レベルを読み取る。また管群幅中央で管群前方 60mm に設けた静圧孔から静圧も同時にデジタルマノメータで読み取る。風速は各インバータ周波数においてダクト出口で図 1 (c)に示すダクト出口の 25 点での風速を熱線風速計で読み取りそれらの平均値で代表させた。

一方、音響減衰の計測は図 1 (b)に示すように、ダクト出口 30mm 位置にスピーカを、ダクト内管群後方にマイクロホンをそれぞれ設置し、正弦波の音を与え共鳴カーブを求め半値幅法により減衰比  $\zeta$  を求めた。

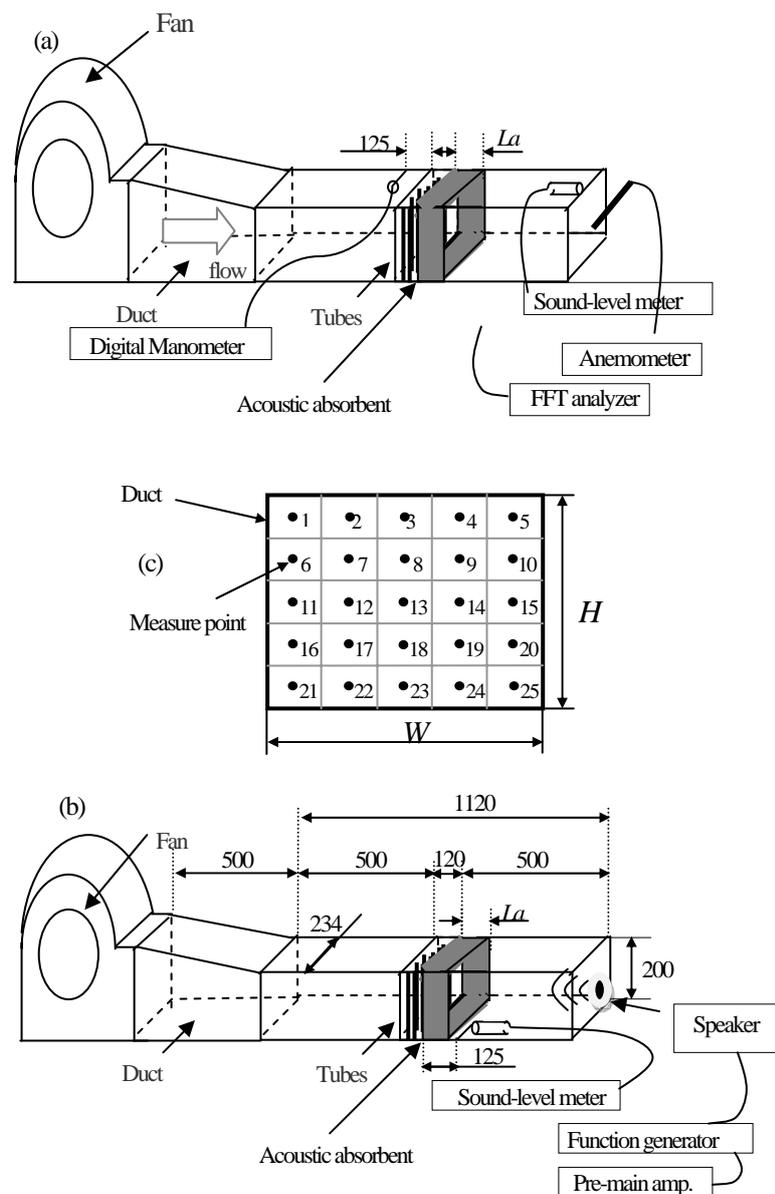


図 1 実験装置

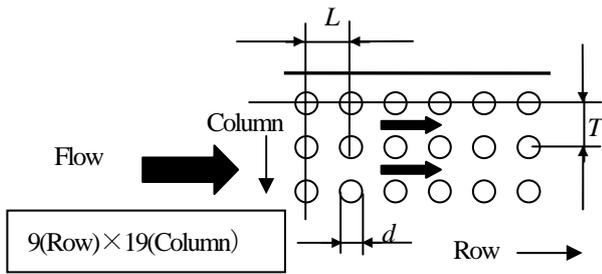


図2 管群配置

- (3) 計測項目 計測項目は次のとおりである。
- (1) ダクト出口の流速  $V$  (管群隙間流速  $V_g$  は流路面積の逆比より  $V_g=1.95V$  とした。)
  - (2) 音圧レベルのオーバーオール値 (以下  $O_o$  値) とピーク音圧レベル
  - (3) ピーク周波数
  - (4) 管群前静圧
  - (5) 変動流速
- (4) 実験項目 実験項目は以下のとおりである。
- (1) 管群列数と渦脱落周波数との関係
  - (2) 管群列数と励振力との関係
  - (3) 管群列数と音圧レベルとの関係
  - (4) 音響減衰と音圧レベルとの関係
  - (5) 管群前静圧と音圧レベルとの関係
  - (6) インバータ周波数と流速との関係

#### 4. 研究成果

(1) 管群列数と渦脱落周波数との関係 図3は横軸に管群隙間流速  $V_g$  と熱線流速計で計測される渦の脱落周波数  $f_v$  との関係、管群列数をパラメータにして示したものである。 $f_v$  は管群背後に置かれた熱線プローブからの出力をFFT分析し、ピーク周波数を読み取り求めた。図3より最初  $f_v$  は  $V_g$  に比例して大きくなるが、ある風速になると突然一定の周波数になり、その後  $V_g$  が増加しても周波数は一定のままとなる。この一定の周波数はダクトの流れ方向および管軸方向に垂直な方向の共鳴モードの周波数 (ここでは740Hz) である。これはよく知られているロックイン現象といわれるものである。図3をみると、管群列数が多くなるにつれて勾配が小さくなり、ロックインが始まる隙間流速が減少する傾向が窺われる。

ここでストロハル数は2つの定義が考えられる。ひとつは渦の脱落周波数  $f_v$  と流速  $V_g$  の関係 (A)  $St=f_v \cdot d/V_g$  から、もうひとつは共鳴周波数  $f_a$  と共鳴発生流速  $V_{gcr}$  の関係 (B)  $St=f_a \cdot d/V_{gcr}$  である。前者 (A) の定義に従えば、管群列数が多くなるとストロハル数が減少することになる。一方後者 (B) の定義

に従えば、管群列数が多くなると増加することになる。後者 (B) の場合のストロハル数は5列以上では約0.26~0.27であり、Fitzhughの図で与えられる値とほぼ一致する。従来管群のストロハル数は  $T/d$ 、 $L/d$  の組み合わせで示されるFitzhughの図で求めていたが、本実験結果によれば管群列数により異なることになる。すなわちFitzhughの図を用いる場合には注意が必要で

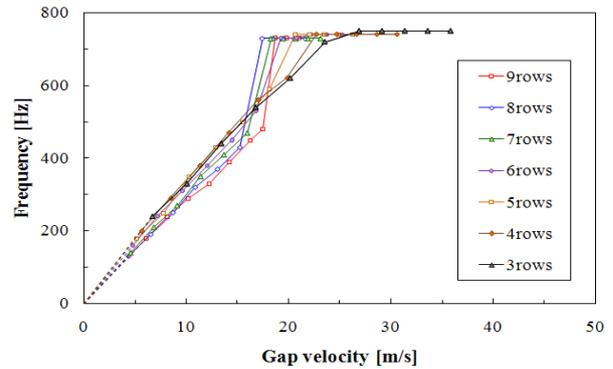


図3  $V_g$  と  $f_v$  の間の関係

ある。表1に管群列数に対する自励音発生流速  $V_{cr}$ 、自励音の周波数  $f_a$  と2つの定義によるストロハル数  $St_a$ 、 $St_v$  を示す。再び述べることになるが、渦脱落周波数  $f_v$  を用いたストロハル数は管群列数の増加に伴い減少するのに対し、自励音の周波数  $f_a$  を用いたストロハル数は増加する。この結果は非常に興味深い。

(2) 管群列数と励振力との関係 表1に示す管群列数  $N$  と自励音発生流速  $V_{cr}$  とから渦によるダクト音場を励振させる相対的な力  $F$  が  $N$  と  $V_{cr}^2$  の積に比例すると仮定し、 $F=N \cdot V_{cr}^2$  の値を求めると図4 (A) に示すようになる。列数  $N$  が4~7において  $F$  は小さくなっているもののほぼ一定とみなせる。 $F$  が小さくなるということは空力自励音が発生しやすいことを意味している。一方、音圧レベルの最大値を列数  $N$  に対してプロットすると図4 (B) に示すようになり、 $F$  が小さい  $N$  のところで音圧レベルが大きくなっていることがわかる。すなわち空力自励音が発生しやすい管群列数においては発生音圧レベルも大きくなるという妥当な結果となっている。この議論は音響減衰が一定という仮定の上で成立つものであるが、後述するように音響減衰は管群列数に依存せず一定であり、この仮定は成立っている (図8の吸音材なしのデータを参照のこと)。

自励音発生メカニズムが渦による励振力とダクトが有する音響減衰力 (一定) の大小関係で発生の有無が決まることを考えると、上での考察から励振力

表1 管群本数とストロハル数の関係

N	3	4	5	6	7	8	9
Vcr	26.6	19.1	17.6	17.6	16.6	16.8	16.2
fa	770	760	760	760	750	750	750
Sta	0.17	0.24	0.26	0.26	0.27	0.27	0.28
Stv	0.194	0.200	0.199	0.192	0.181	0.173	0.169

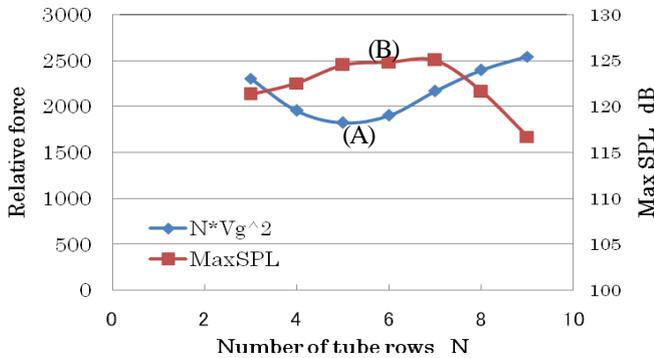


図4 励振力の評価

がNと  $V_g$  の2乗に比例すると考える方が妥当である。

(3) 管群数と音圧レベル (0. A. 値) との関係

図5は各管群列数における流速と音圧レベル (0. A. 値) の関係を示したグラフで、105dBの音圧レベルとなる流速が自励音が発生し始めた点である。図5より、管群列数が増えるほど、低い流速で共鳴音が発生していることがわかる。これは自励音発生のためのエネルギーが管群の本数と隙間流速の2乗に比例するので、隙間流速が減少しても本数を増やすことで、そのエネルギーを得ることができるためである。また共鳴周波数  $f_a$  は図3に示しているようにほぼ一定であるので、ストロハル数の定義式  $St=f_a d_0/v_g$  より発生開始時の流速を用いたストロハル数は管群列数が増えるほど大きくなる。ここで  $f_a$  は共鳴周波数、 $d_0$  は管外径、 $v_g$  は共鳴音が明瞭に聞こえた時の隙間流速である。

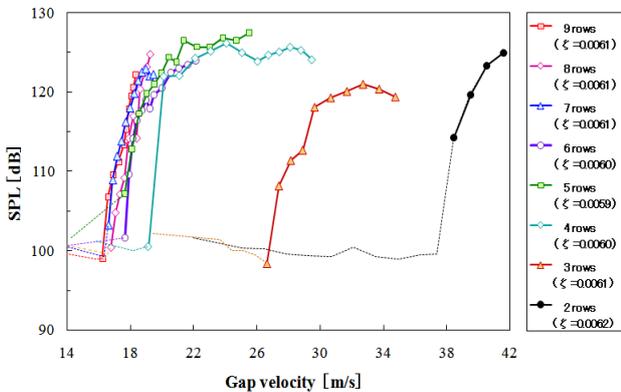


図5 管群本数と SPL との関係

管群が2列のときに発生した共鳴音は2次モードの共鳴音である。2列の場合1次モードが発生しなかったのは、上述の理由により共鳴時における渦による励振エネルギーが消散エネルギーに打ち勝てなかったためである。管群が多いとき2次モードが発生しないのは、本実験の範囲では流速がそれほど上がらず、音場を励振させるエネルギーを得られなかったためと考えられる。

(4) 吸音材の騒音低減効果

図6は管群がそれぞれ(a) 9列、(b) 7列、(c) 5列での吸音材の有無に対するすきま流速と音圧レベルの関係を比較したグラフである。吸音材は3。(2) 実験パラメータのところ述べてように  $L_a$  をパラメータとしている。つまり  $L_a$  の値が大きいほど吸音材の貼付量が多くなっている。図6より、自励音の発生は管群列数が9列では  $L_a=480\text{mm}$  で、7列では  $L_a=360\text{mm}$  で、5列では  $L_a=240\text{mm}$  で消滅している。また自励音が発生し始める隙間流速は同一管群列数では  $L_a$  が大きいほど大きくなり、また同じ吸音材貼付量では管群列数が小さいほど大きくなっていることがわかる。さらに同一管群列数においては  $L_a$  が大きくなるにつれて発生 SPL の最大値が小さくなることも窺われる。図7は音響減衰が小さい場合 (a) と大きい場合 (b) の隙間流速と音圧レベルの関係を示したものである。音響減衰が小さい場合は隙間流速の増加につれて音圧レベルが大きい状態を保つのに対し、音響減衰が大きい場合は図に示すような共鳴曲線を描き、自励音発生メカニズムである閉ループ系が形成されないためにこのような結果となったものと考えられる。

(5) 管群列数と音響減衰比とで表わす安定マップ

図8は管群列数 N と音響減衰比  $\xi$  とで作る自励音発生における安定マップである。すなわち、励振力の大きさと減衰力の大きさとして作られる平面上において、自励音が発生した場合の音圧レベルの大きさを円の直径で示したものである。ただし、音圧レベルの大きさは  $\text{SPL}-100\text{dB}$  としており、図中小さい円は自励音が発生していない状態であるので、ここでは1dBとして与えている。例を挙げると、自励音が発生していない  $L_a=480\text{mm}$ 、N=5列での音圧レベル計測値では101dBであり、一方自励音が特に明瞭に発生している  $L_a=0\text{mm}$ 、N=5列での音圧レベル計測値では128dBである。つまり、図の表記では  $\text{SPL}-100\text{dB}$  より、2者の比較では1:28という尺度となる。またこの図は凡例に示す吸音材の貼付量と音響減衰比の関係も同時に示してい

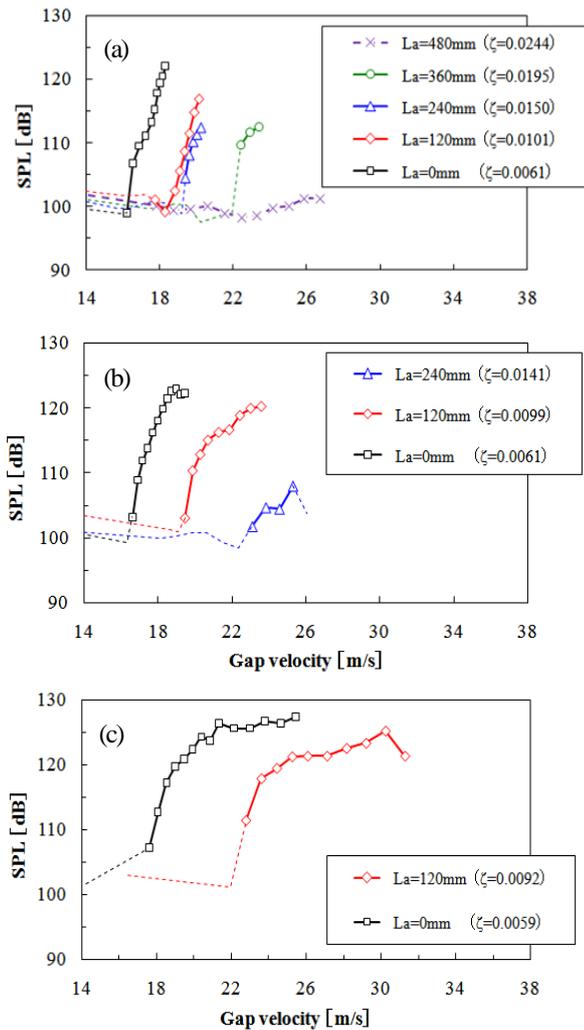


図6 音響減衰と SPL との関係 (9 列)

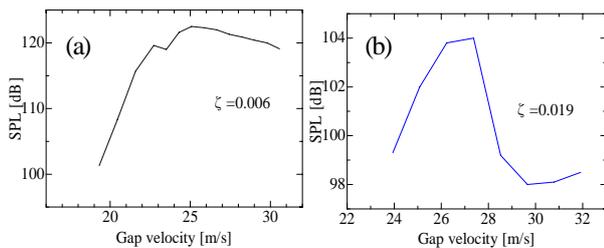


図7 音響減衰と SPL との関係 (4 列)

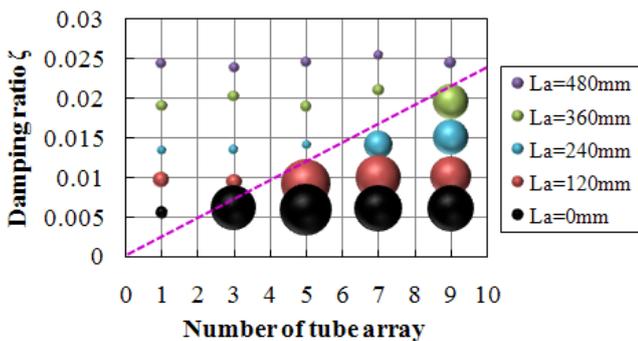


図8 不安定マップ

る。この図中へ自励音発生の有無の境界線を引けば、図のような直線となり、これを管群列数 $N$ と音響減衰比 $\zeta$ で表せば次式のような発生限界が得られる。

$$\zeta < 0.0023N \quad \dots\dots(1)$$

ここで、図に表記されていない $N=2, 4, 6, 8$ 列においても式(1)はあてはまっている。これに従えば $N=10$ 列の場合は減衰比0.023以下で自励音が発生することになる。

図8からわかるように、音響減衰比は吸音材張付量に比例した値をとり、管本数による依存性はない。そして、音響減衰の増加に伴い自励音の抑制・音圧レベル低減へと結びついている。

本実験ケースでは式(1)によって自励音の発生領域を調査することができたが、実機設計時適用に向けては、モデルの大きさ、管群の配列、管群の数等多数の実験ケースが必要とされるはずであり、本研究結果がその一助となれば幸いである。そして、自励音が渦による励振エネルギーとダクトの音響減衰による消散エネルギーの大小関係で生じることを実験的に明らかにすることができたと言える。

(6) まとめ 空力自励音が渦による励振エネルギーとダクトの音響減衰による消散エネルギーの大小関係で生じることを実験的に明らかにするため、管群の本数とダクトの音響減衰をパラメータとして空力自励音の発生領域を求めた。その結果、管群列数が多いほどまた音響減衰が小さいほど起り易いことが明らかになり、安定限界線を求めることができた。以下に本実験で得られた知見を示す。

- (1) 管群列数が多いときには1次モード、少ないときには2次モードの共鳴音が発生するが、これは、渦による励振力が流速と管群列数に強く依存していることを示唆している。
- (2) 共鳴周波数により求めたストロハル数は、管群数が増加するにつれて上昇する。TDとLDの組合せでストロハル数を求めるFitzhughの図を用いる際には注意が必要である。
- (3) 共鳴発生時での渦放出の周波数により求めたストロハル数も、管群数が増加するにつれて上昇する。しかし非共鳴時でのそれは管群数が増加するにつれて減少する。
- (4) 吸音材の数を増やすと多少の低減効果が見られ、2次モードの共鳴音の発生も抑えることができた。

- (5) 共鳴音の振動モードの関係から、吸音材は上下面に貼るより横の面に貼る方が効果的である。
- (6) 管群列数 $N$ と音響減衰 $\zeta$  で自励音発生限界を表わせば $\zeta < 0.0023N$  となる。

## 5. 主な発表論文等

[雑誌論文]

なし

[学会発表] (計5件)

- ① Kunihiko Ishihara、 “Study on Generation Mechanism of High Level Sound Generated in Boiler and Heat Exchanger”、 *proceedings of Internoise2008*、2008.10.29、上海
- ② 宮本高德、石原 国彦、 “空力自励音の発生メカニズムの解明と対策法、—ダクト内管群数と音響減衰の共鳴に及ぼす影響—”、日本機械学会中国四国支部第47期総会講演会論文集、2009.3.7、宇部（山口大学）
- ③ 石原 国彦、 “ボイラ排ガスダクトで発生した異音”、*日本機械学会 D&D2008v-Base 講演論文集*、2008.9.3、日吉（慶応義塾大学）
- ④ 石原 国彦、小西 宏延、 “ボイラ・熱交換器で発生する大音響騒音の発生メカニズムとその対策法に関する研究、—管群本数と音響減衰の音圧レベルへの影響—”、日本機械学会第18回環境工学総合シンポジウム、2008.7.11、東京（産総研）
- ⑤ 石原 国彦、小西 宏延、宮本 高德、 “ボイラ・熱交換器で発生する空力自励音の発生メカニズムについて(管群本数と音響減衰との関係)”、中国四国支部第46期総会・講演会講演論文集、2008.3.7、東広島（近畿大学）

[図書]

なし

[産業財産権]

なし

[その他]

なし

## 6. 研究組織

(1)研究代表者

石原 国彦 (ISHIHARA KUNIHICO)

徳島大学・大学院ソシオテクノサイエンス研究部・教授

研究者番号：30380108

(2)研究分担者

なし

(3)連携研究者

なし